



TUGAS AKHIR - TM095502

PERHITUNGAN MESIN HAMMER MILL SEBAGAI PENGHANCUR UDANG REBON

FA'IZ KARIMI
NRP. 2111 030 038

Dosen Pembimbing
Ir. Eddy Widiyono, MSc

PROGRAM STUDI D3
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



TUGAS AKHIR - TM095502

CALCULATION OF HAMMER MILL MACHINE AS A DESTROYER REBON SHRIMP

FA'IZ KARIMI
NRP. 2111 030 038

Academic Supervisor
Ir. Eddy Widiyono, MSc

DEPARTEMENT OF D3
Faculty Of Industrial Technology Faculty
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016

LEMBAR PENGESAHAN

PERHITUNGAN MESIN HAMMER MILL SEBAGAI PENGHANCUR UDANG REBON

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Ahli Madya

pada

Bidang Studi Manufaktur

Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

FA'IZ KARIMI

NRP 2111 030 038

Mengetahui dan Menyetujui
Dosen Pembimbing



Ir. Eddy Widiyono, MT.
NIP 19601025 198701 1 001

SURABAYA, FEBRUARI 2016

Halaman ini sengaja di kosongkan

PERHITUNGAN MESIN HAMMER MILL SEBAGAI PENGHANCUR UDANG REBON

Nama Mahasiswa : Fa'iz Karimi
NRP : 2111 030 038
Jurusan : D-3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing 1 : Ir. Eddy Widiyono, MSc

Abstrak

Dalam Usaha Kecil Menengah (UKM) pembuatan terasi masih menggunakan alat yang sederhana dan cara manual, untuk menghancurkan udang rebon. Salah satu alternatif untuk meningkatkan efisiensi dan kualitas produksi Terasi adalah membuat mesin hammer mill.

Mesin Hammer mill yang akan dirancang ini lebih sederhana, dengan gaya hasil penghancur lebih besar dan konstan, sehingga diperlukan perhitungan gaya, daya dan diameter poros yang aman.

Dari hasil perhitungan dan analisa, didapatkan gaya sebesar $F=3,246 \text{ N}$ daya motor 0,040 HP, direncanakan besar diameter poros sebesar 25 mm sesuai kebutuhan, dan diameter poros minimum yang di dapat dari perhitungan untuk mesin Hammer Mill adalah 12 mm, jadi dapat di simpulkan mesin Hammer Mill aman untuk digerakkan.

Keyword: baja, penghancur, terasi

Halaman ini sengaja di kosongkan

CALCULATION OF HAMMER MILL MACHINE AS A DESTROYER REBON SHRIMP

Student Name : Fa'iz Karimi
NRP : 2111 030 038
Department : D-3 TeknikMesin FTI-ITS
Academic Supervisor: Ir. Eddy Widiyono,MSc

Abstract

In the Small and Medium Enterprise development of shrimp are still using simple tools and manual way, to destroy the shrimp rebon. Salah one alternative to improve the efficiency and quality of production is making machine Terasi hammer mill.

Hammer mill machine to be designed more simply, with greater force destroyer results and constant, so that the necessary calculation of style, power and safety shaft diameters.

From the calculation and analysis, obtained a force of $F=3,246$ N motor power of 0,040 HP, the planned large shaft diameter of 25 mm as needed, and minimum shaft diameter that is obtained from the calculation for the engine Hammer Mill is 12 mm, so it can be in Hammer Mill safely conclude machine to be moved.

Keyword: *steel, crushers, shrimp paste*

Halaman ini sengaja di kosongkan

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL	xi

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	1
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan.....	2
1.5 Manfaat.....	2
1.6 Sistematika Penulisan.....	3

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1. Dasar Teori.....	6
2.2. Perhitungan Torsi Dan Daya Motor.....	6
2.3. Torsi Yang Terkait Dengan Hammer Mill.....	8
2.3.1. Menentukan Besaran Gaya Penghancur.....	8
2.3.2. Menentukan Torsi	10
2.4. Sistem Transmisi.....	10
2.5. Daya Yang Dibutuhkan Mesin Hammer Mill.....	13
2.6. Perencanaan Poros.....	14
2.6.1. Hal-hal Penting Dalam Perencanaan Poros.....	15
2.6.2. Bahan Poros.....	16
2.6.3. Menghitung Diameter Poros.....	18
2.7. Bantalan.....	19
2.8. Beban Equivalen.....	21

2.9.Roda Gila.....	23
2.10.Metode Elemen Hingga.....	24

BAB III METODE PENELITIAN	27
3.1. Diagram Alir	27
3.2.Diagram Alir Penelitian Perencanaan dan Perhitungan gaya pencacah pada mesin hammer mill.....	31
3.3.Diagram Alir Untuk Perencanaan Dan Perhitungan Poros Pada Mesin Hammer Mill.....	32

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN	39
4.1. Perhitungan Torsi Motor.....	39
4.2. Torsi Yang Dibutuhkan Untuk Menghancurkan.....	40
4.3. Perhitungan Daya Untuk Momen Inersial.....	42
4.4. Perhitungan Momen Dan Gaya Pada Poros	47
4.5. Menghitung Diameter Poros.....	52
4.6. Perhitungan Bantalan.....	53

BAB V PENUTUP	
5.1. Kesimpulan	57
5.2. Saran	57

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR TABEL

2.1 Baja paduan untuk poros.....	17
2.2 Ball bearing service factors (F_s).....	23
4.1 Data pengujian gaya atau beban pada udang rebon.	40
4.2 Data mekanik poros.....	52

Halaman ini sengaja di kosongkan

DAFTAR GAMBAR

2.1 Terasi	5
2.2 Arah Torsi	6
2.3 Hammer Mill	7
2.4 Uji Tempa	9
2.5 Belt	10
2.6 Konstruksi dan dimensi V-belt.....	11
2.7 Starrope, Prene V-Rope, Flexstar, Flat Belt.....	12
2.8 Hexagonal V-Belt, Raw Edge.....	12
2.9 Raw Edge, Ribstar, Polymax Belt, MB Belt	13
2.10 Poros	14
2.11 Bantalan	19
2.12 Roda Gila	24
3.4 Design mesin hammer mill.....	35
4.1 Percobaan Menggunakan Neraca Pegas Besarnya...	39
4.2 Jari – jari hemmer	41
4.3 Poros.....	47
4.4 Diagram benda bebas pada poros	48
4.5 Diagram gaya dan diagram momen arah horizontal.	50
4.6 Diagram gaya dan diagram momen arah vertikal.....	51

Halaman ini sengaja di kosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan teknologi pemesinan yang semakin maju dan berkembang menuntut pula dikembangkan mesin-mesin produksi yang semakin canggih dan dapat menghasilkan kualitas produksi yang tinggi, sehingga Indonesia mampu bersaing dengan negara lain di era globalisasi ini.

Masih banyak usaha kecil *Home industry* pembuat terasi yang memproduksi terasi, yang masih menggunakan cara manual dan tradisional, yaitu menumbuk udang rebon dengan bahan – bahan lainnya yang memakai alat tempa sederhana(*lumpang*). Cara tempa seperti ini terkadang membutuhkan waktu yang cukup lama dan tidak efisien untuk menghasilkan produk yang diinginkan. dan banyak mengalami kendala serta permasalahan yang dapat merugikan bagi produsen maupun konsumen.

Oleh karena itu, kami melakukan upaya untuk merancang membuat alat dengan teknologi terbaru yaitu mesin hammer mill pada *Home industry* pembuat terasi untuk produksi terasi. Yang nantinya diharapkan dengan adanya mesin ini, dapat meningkatkan efisiensi waktu dan biaya serta dapat mempermudah proses pembuatannya sehingga menghasilkan produk yang berkualitas.

1.2 Rumusan masalah

Dalam perencanaan mesin hammer mill ini muncul permasalahan yaitu :

1. Bagaimana merencanakan dan menghitung gaya dan daya pada mesin hammer mill ?
2. Bagaimana menentukan diameter poros yang sesuai dengan mesin hammer mill ?

1.3 Batasan Masalah

Untuk mencapai tujuan perancangan dan memperjelas lingkup permasalahan yang akan dibahas, maka perlu ditentukan batasan masalahnya yaitu:

1. Hasil benda kerja (terasi) tidak dibahas atau dijelaskan dalam bab ini.
2. Kekuatan dan sambungan las tidak di bahas.
3. Tidak dilakukan perhitungan terhadap getaran yang terjadi pada mesin.
4. Faktor waktu pada saat operasi, seperti saat penyetingan, saat pergantian benda kerja, tidak diperhitungkan.
5. Kapasitas produksi diabaikan.
6. Perhitungan tranmisi tidak dibahas.
7. Tidak membahas tentang biaya produksi
8. Tidak membahas reaksi kimia yang terjadi
9. Tidak membahas perpindahan panas

1.4 Tujuan

Tujuan yang ingin dicapai pada Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Untuk mengetahui bagaimana merencanakan besar besarnya gaya dan daya yang dibutuhkan mesin hammer mill
2. Mengetahui besar diameter poros yang sesuai untuk mesin hammer mill

1.5 Manfaat

Memberikan solusi yang inovatif kepada para pengusaha terasi di daerah Paciran kabupaten Lamongan, dengan adanya rancangan mesin Hammer Mill, diharapkan dapat lebih mengefisienkan sumber tenaga manusia untuk dapat mengerjakan pekerjaan yang lain, serta dapat berpartisipasi untuk memajukan industry terasi didaerah Paciran.

1.6 Sistematik Penulisan

BAB I Pendahuluan

Berisikan tentang : latar belakang, rumusan permasalahan, batasan masalah, tujuan, metodologi, sistematika penulisan dan manfaat.

BAB II Dasar Teori

Membahas tentang dasar-dasar teori yang digunakan sebagai dasar perhitungan dan pemikiran.

BAB III Metodologi

Pada bab ini dijelaskan metode – metode yang digunakan sebagai pendukung perencanaan dan perhitungan dalam Tugas Akhir ini

BAB IV Perhitungan dan Pembahasan

Membahas tentang perencanaan dan perhitungan elemen mesin, beserta pengujian alat.

BAB V Penutup

Membahas tentang kesimpulan dari hasil analisis dan saran-saran penulis dalam penyusunan tugas akhir.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Terasi

Terasi atau belacan adalah salah satu produk awetan yang berasal dari ikandan udang rebon segar yang telah diolah melalui proses perendaman atau fermentasi, disertai dengan proses penggilingan dan penjemuran terasi. Pada umumnya bentuk terasi berupa padatan, kemudian teksturnya agak kasar, dan memiliki khas aroma yang tajam akan tetapi rasanya gurih.



Gambar 2.1 Terasi

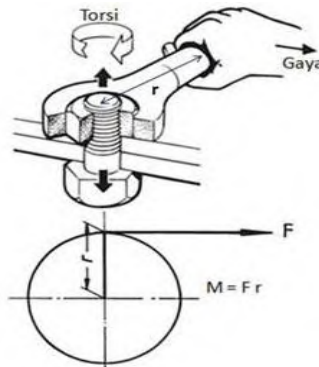
Adadua macam terasi diperdagangkan di pasar, yaitu terasi udang dan terasi ikan. Jenis terasi udang umumnya mempunyai warna coklat kemerahan pada produk yang dihasilkan, sedangkan padaterasi ikan hasilnya berwarna kehitaman. Terasi biasa digunakan sebagai penyedap sehingga pemakaian terasi dalam masakan sangat sedikit, hal ini mengakibatkan kandungan yang terdapat dalam terasi tidak banyak berperan.

2.1 Dasar Teori

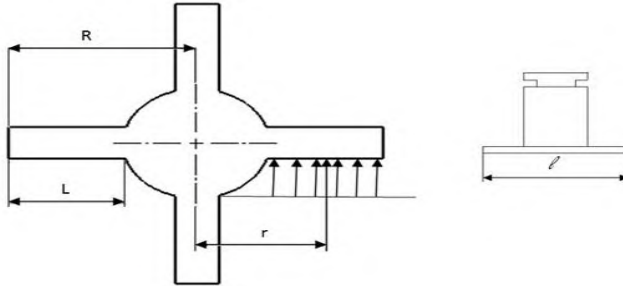
Dalam bab ini akan dibahas teori-teori dasar, rumusan dan konsep perencanaan alat yang digunakan dalam perencanaan elemen mesin, yaitu kapasitas mesin yang digunakan, daya tumbukan, belt dan pulley, poros, pasak, bantalan (bearing), pegas, serta daya motor yang digunakan mesin hammer mill.

2.2 Perhitungan Torsi dan Daya Motor

Torsi adalah kemampuan suatu gaya menghasilkan perputaran (rotasi) benda terhadap suatu poros atau sumbu putarnya. Torsi dapat didefinisikan yaitu hasil kali antara besar gaya F dengan lengan torsi. Lengan torsi yaitu panjang garis yang ditarik dari titik poros sampai memotong tegak lurus garis kerja F .



Gambar 2.2 Arah torsi (momen gaya)



Gambar 2.3 Hammer Mill

Persamaan torsi (Momen Gaya) dapat ditulis :

$$T = F \cdot r \dots \dots \dots (2.1)$$

(R.C. Hibbeler, *Engineering Mechanics Dynamics*,. Hal : 465)

Keterangan :

T = torsi (Nm)

r = lengan gaya (m)

F = gaya (N)

Sehinggadaya motor dapatkitahitungdenganrumus:

$$P = \frac{T \cdot n \cdot p}{63000} \dots \dots \dots (2.2)$$

(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1997.)

Keterangan :

T = torsi (lbf.in)

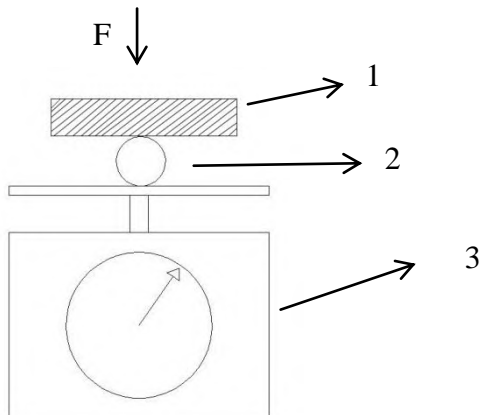
$r_{\text{hammer mill}}$	= jari-jari hammer mill (m)
P	= daya motor (Hp)
n_p	= putaran poros (rpm)

2.3 Teori yang terkait dengan hammer Mill

Setelah didapatkan dasar teori dan studi literatur diaplikasikan pada perhitungan sesuai dasar teori untuk membuat peralatan yang diinginkan. Pada tahap ini dilakukan pemilihan dan perhitungan elemen mesin yang akan digunakan. elemen mesin tersebut meliputi daya, gaya, bantalan (bearing), poros, serta motor sebagai penggerak.

2.3.1 Menentukan Besaran Gaya Penghancur

Untuk mengetahui gaya penghancur yang diperlukan agar hammer penghancur dapat menghancurkan udang rebon dengan baik, maka dilakukan percobaan yang nantinya dijadikan acuan sebagai gaya penghancur udang rebon. Model percobaan yang akan dilakukan dengan cara sebagai berikut



Gambar 2.4 : Uji Tempa

Keterangan:

1. Hammer
2. UdangRebon
3. Neraca (Timbangan)

Metode percobaan : Dalam percobaan ini di ambil sebuahudangrebon yang di letakkan di atas timbangan, metode pencacah di lakukan dengan cara meletakkan sebuah balok besi di atas udang rebon yang kemudian balok besi tersebut diberi tekanan hingga udangrebon tersebut mengalami keretakan. Angka terbesar dalam timbangan merupakan besarnya berat beban yang di berikan oleh balok besi untuk dapat mencacah atau meremukkan udangrebon tersebut.

Udangrebon yang di hancurkan dalam perencanaan mesin sebanyak 1 biji untuk sekali pengancuran. Sehingga dapat dihitung besarnya gaya potong untuk 10 pisau menggunakan rumus :

$$F = F_p \cdot z \dots\dots\dots (2.3)$$

Dimana :

- F_p = Rata-rata dari gaya pencacah (Newton)
 Z = Jumlah pencacah pada Hammer Mill
 F = Gaya Pencacah (Newton)

2.3.2 Menentukan Torsi

Torsi pada mesin dengan rumus sebagai berikut :

$$T = F \cdot r \dots\dots\dots (2.4)$$

(Sularso, 1991 : 47)

Dimana :

- T = torsi motor (hp)
 F = gaya potong (kgf)
 r = lengan torsi (m)

2.4 Sistem Transmisi

Pada sistem transmisi alat hammer mill ini menggunakan motor dengan daya 1,5 HP dengan menggunakan perbandingan pulley dan juga menggunakan 1 buah belt.

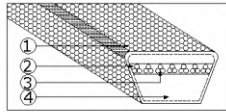
Belt sendiri termasuk alat pemindah daya yang cukup sederhana dibandingkan dengan rantai dan roda gigi. Belt terpasang pada dua buah **pulley** (pule) atau lebih, pule pertama sebagai penggerak sedangkan pule kedua sebagai pule yang digerakkan.



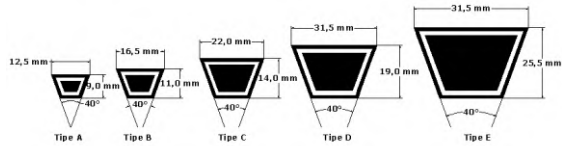
Gambar 2.5 Belt

Belt mempunyai sifat fleksibel sehingga memungkinkan penempatan poros pule penggerak dengan poros pule yang digerakkan dalam beberapa posisi, seperti : *open-belt drive*, *Twist-belt drive*, *Quarter-twist belt drive*, dan juga memungkinkan sekaligus memutar beberapa pule dengan hanya menggunakan satu pule penggerak belt (*belt drive many pules*).

Bila dilihat dari bentuk penampangnya, secara umum belt dibedakan menjadi 2 macam, yaitu : Belt datar atau *Flat belt* dan Belt-V atau *V-belt*, namun ada juga jenis belt yang berpenampang lingkaran misalnya *starrope* dan *superstarrope*, juga ada yang permukaannya bergerigi atau gilir, misalnya *timing belt*.



1. Terpal
2. Bagian penarik
3. Karet pembungkus
4. Bantal karet



Gambar 2.6 Konstruksi dan dimensi V-belt

	STARROPE® & SUPER STARROPE (Polyurethane round rope)
	PRENE V-ROPE & HEXAGONAL-ROPE (Polyurethane rope)
	FLEXSTAR® J (Untuk conveyor)
	FLEXSTAR®
	FLEXSTAR® J (Untuk conveyor)
	Flat Belt (Untuk mesin pengangkutan / lifter)

Gambar 2.7 Starrope, Prene V-Rope, Flexstar, Flat Belt

	<u>HEXAGONAL V-Belt</u>
	<u>Orange label Raw Edge COGGED V-Belt</u> (Penggunaan untuk mesin pertanian)
	<u>SUPER GOLD 1000 Raw Edge COGGED V-Belt</u> (Penggunaan untuk mesin pertanian)
	<u>Raw Edge MULTI-PLY V-Belt</u> (Penggunaan untuk automotive)
	<u>Raw Edge COGGED V-Belt</u> (Automotive use)

Gambar 2.8 Hexagonal V-Belt, Raw Edge

	<u>Raw Edge COGGED VARIABLE SPEED-Belt</u>
	<u>e-POWER® Belt</u> (Cogged Type)
	<u>RIBSTAR Belt G & RIBSTAR U</u> (Rubber & Polyurethane)
	<u>POLYMAX Belt</u> (Wide-angle polyurethane V-belt)
	<u>MB Belt</u> (Untuk mesin jahit)

Gambar 2.9 Raw Edge, Ribstar, Polymax Belt, MB Belt

Sebagian besar belt yang digunakan adalah V-belt karena mudah penanganannya dan harganya murah. Kecepatan belt dapat direncanakan 10 s/d 20 m/s (pada umumnya) , dan maksimum bisa 25 m/s. Daya maksimum yang dapat ditransmisikan bisa mencapai 500 kW atau 670 HP.

2.5 Daya yang Dibutuhkan Mesin Hammer Mill

Daya untuk menggerakkan penghancur dan poros dapat diperoleh dengan memasukkan torsi dan kecepatan rotasi, yaitu :

$$P = \frac{T \cdot n}{6,3 \cdot 10^4} \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana :

P = Daya pada pisau dan poros (HP)

T = Torsi (lbf.in)

n = Kecepatan rotasi(rpm)

2.6 Perencanaan Poros

Poros adalah suatu bagian stasioner yang berputar, biasanya berbentuk bulat dimana terpasang elemen-elemen



Gambar 2.10 : Poros

Seperti roda gigi (*gear*), *pulley*, *flywheel*, engkol, *sprocket* dan elemen pemindah lainnya. Poros bisa menerima beban lenturan, beban tarikan, beban tekan atau beban puntiran yang bekerja sendiri-sendiri atau berupa gabungan satu dengan lainnya. (Josep Edward Shigley, 1983)

Menurut pembebanannya poros dapat dibedakan menjadi beberapa kelompok sebagaimana tersebut dibawah ini :

1. Poros Transmisi (line shaft).

Poros transmisi adalah komponen yang mampu menahan beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui : kopling, roda gigi, belt rantai dan sebagainya

2. Spindle.

Spindel adalah poros yang pendek seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus di penuhi poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.

3. Gandar (axle)

Gandar adalah poros yang tidak mendapatkan beban puntir dan tidak berputar, tetapi hanya mendapatkan beban lentur. Komponen ini biasanya dipasang antara roda – roda kereta api,.

4. Poros (Shaft).

Poros adalah komponen yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban punter murni dan lentur.

5. Poros Luwes (Flexible shaft).

Poros Luwes adalah poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros lainnya, daya yang dipindahkan biasanya kecil.

(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 1)

2.6.1 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal berikut ini

perlu diperhatikan :

(1) Kekuatan poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur seperti telah diutarakan di atas. Juga ada poros yang mendapat `beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll.

Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban diatas.

(2) Kekuatan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi).

Karena itu, disamping kekuatan poros, kekuatannya juga diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

(3). Putaran kritis.

Jika putaran mesin dinaikkan dan menimbulkan getaran yang cukup besar maka getaran itu disebut putaran kritis. Oleh sebab itu maka poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

(4). Korosi

Bahan – bahan anti korosi harus dipilih untuk propeller, pompa bila terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terjadi kavitasi pada poros mesin yang berhenti lama.

2.6.2 Bahan poros

Secara umum untuk poros dengan diameter 1 inci dipergunakan bahan yang terbuat dengan pekerjaan dingin, baja karbon. Bila yang dibutuhkan untuk menahan beban kejut, kekerasan dan tegangan yang besar maka perlu dipakai bahan paduan, yang dapat dilihat pada tabel bahan misalnya ASME 1347, 3140, 4150, 5145 dan sebagainya yang biasanya disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai bahan dengan baja carburising (misalnya ASME 1020, 1117, 2315, 4320, 8620 dan lain – lain).

Poros bisa dibuat dari bahan : baja karbon atau baja paduan. Contoh bahan paduan untuk poros: ASME 1347, 3140, 4150, 4340, 5145, 8650 dsb. Yang biasa disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai baja yang dikarburising, misalnya ASME : 1020, 1117, 2315, 4320, 8620, atau G4102, G4103, G4104, dan sebagainya. Untuk poros-poros yang memiliki bentuk sulit seperti : poros engkol, maka sebaiknya memakai besi cor. Pada material poros ada material khusus yang biasanya digunakan untuk pembuatan poros pejal maupun poros lubang.

Tabel 2.1 Baja paduan untuk poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm^2)
Baja Khrom Nikel (JIS G4102)	SNC 2	-	85
	SND 3	-	95
	SNC 21	Pengerasan Kulit	80
	SNC22	-	100
Baja Khrom Nikel Molibden (JIS G4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM 22	Pengerasan Kulit	90
	SNCM 23	-	100

	SNCM 25	-	120
Baja Khrom (JIS G4104)	SCR 3	-	90
	SCR 4	-	95
	SCR 5	-	100
	SCR 21	Pengerasan Kulit	80
	SCR 22	-	85
Baja Khrom Molibden (JIS G4103)	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM 21	Pengerasan Kulit	85
	SCM 22	-	95
	SCM 23	-	100

(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 2)

2.6.3 Menghitung Diameter Poros

Pada proses perhitungan poros, yang dihitung adalah diameter poros. Setelah menentukan diameter poros, maka perlu diketahui tegangan yang diterima atau yang ditimbulkan oleh mekanisme yang terpasang pada poros.

Tegangan maksimal yang diterima poros berasal dari beban utama momen bending dan momen torsi dengan rumus sebagai berikut :

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{16 \cdot Mb}{\pi \cdot d^{\frac{3}{5}}}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d^{\frac{3}{5}}}\right)^2} \dots\dots\dots (2.6a).$$

$$\leq \frac{ks.Syp}{sf} \dots\dots\dots (2.6b)$$

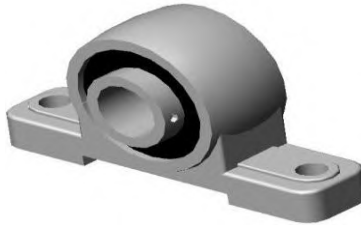
Dimana :

- D = Diameter poros (in)
- Mb = Momen bending yang diterima poros (lbf-in)
- Mt = Momen torsi yang diterima oleh poros (lbf-in)

Syp = Strength yield point
 N = Faktor keamanan
 Ks = Koefisien Shear

2.7 Bantalan

Bantalan merupakan salah satu bagian dari elemen mesin



Gambar 2.11 : Bantalan (Bearing)

yang memegang peranan cukup penting karena fungsi dari bantalan yaitu untuk menumpu sebuah poros agar poros dapat berputar tanpa mengalami gesekan yang berlebihan. Bantalan harus cukup kuat untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik.

➤ Prinsip Kerja Bantalan

Apabila ada dua buah logam yang bersinggungan satu dengan lainnya saling bergeseran, maka akan timbul gesekan, panas dan keausan. Untuk itu pada kedua benda diberi suatu lapisan yang dapat mengurangi gesekan, panas dan keausan serta untuk memperbaiki kinerjanya ditambahkan pelumasan sehingga kontak langsung antara dua benda tersebut dapat dihindari.

➤ Klasifikasi Bantalan

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

- a) Bantalan Luncur Radial

Bantalan ini untuk mendukung gaya radial dari batang torak saat berputar. Konstruksinya terbagi/ terbelah menjadi dua agar dapat dipasang pada poros engkol.

b) Bantalan Luncur Aksial

Bantalan ini menghantarkan poros engkol menerima gaya aksial yaitu terutama pada saat terjadi melepas / menghubungkan plat kopling saat mobil berjalan. Konstruksi bantalan ini juga terbelah / terbagi menjadi dua dan dipasang pada poros jurnal bagian paling tengah.

c) Bantalan Gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol jarum dan rol bulat. Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur. Tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut.

Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitian yang tinggi maka bantalan gelinding hanya dapat dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Adapun harganya pada umumnya lebih mahal daripada bantalan luncur. Untuk menekan biaya pembuatan serta memudahkan pemakaian, bantalan gelinding diproduksi menurut standart dalam berbagai ukuran dan bentuk.

Keunggulan bantalan ini adalah pada gesekannya yang rendah. Pelumasannya pun sangat sederhana cukup dengan oli atau stempet, bahkan pada macam yang lain contohnya yang menggunakan sil tidak perlu menggunakan pelumas lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi namun karena adanya gerakan elemen gelinding dan sankar tempatnya, pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur. Pada waktu memilih bantalan, ciri masing-masing masih harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaian, lokasi dan macam beban yang akan dialami. (*Sularso, Kiyokatsu Suga; 1994. Hal 103*)

2.8 **Beban Equivalen**

Sesuai dengan definisi dari AFBMA (Anti Friction Bearing Manufacturers Association) yang di maksud dengan beban equivalen adalah beban radial yang konstan bekerja pada bearing, dengan ring dalam yang berputar / ring luar yang berputar, yang akan memberikan umur yang sama, seperti bila bearing bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Tetapi dalam kenyataan di lapangan bearing biasanya menerima beban kombinasi antara beban radial dan beban aksial, serta pada suatu kondisi ring dalam yang tetap sedangkan ring luarnya yang berputar.

Sehingga persamaan beban equivalen (P) setelah adanya koreksi tersebut, menjadi :

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana :

- P = Beban equivalen, lbf
- Fr = Beban radial, lbf
- Fa = Beban aksial, lbf
- V = Faktor putaran (konstan) berniali :
 - = 1,0 untuk ring dalam berputar
 - = 1,2 untuk ring luar yang berputar
- X = Konstanta radial (dari tabel, dapat di lihat pada lampiran)
- Y = Konstanta aksial (dari tabel, dapat di lihat pada lampiran)

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Cari terlebih dahulu harga : $i \cdot F_a / C_o$
i = jumlah deret bearing
2. Kemudian dari harga ini, ditarik garis ke kanan sampai pada kolom e , sehingga didapat harga e.

3. Cari harga : $F_a/(V.F_r)$, dan bandingkan dengan harga e , akan diperoleh kemungkinan : $F_a/(V.F_r) < e$ atau $F_a/(V.F_r) = e$ atau $F_a/(V.F_r) > e$.
4. Dari perbandingan harga tersebut, maka akan didapatkan harga X dan Y dari kolom : $F_a/(V.F_r) \leq e$ atau $F_a/(V.F_r) > e$. Khusus untuk deret satu (single row bearing) , bila harga $F_a/(V.F_r) \leq e$, maka $X = 1$ dan $Y = 0$.
5. Dapat dibantu dengan Interpolasi atau Extrapolasi.

Bila beban radial jauh lebih kecil dari beban aksial, maka beban equivalen dapat ditulis sebagai berikut :

$$P = V \cdot F_r \dots\dots\dots (2.8)$$

(*Deutschman, Machine Design Theory and Practice, 1975 : 486*)

Hasil perhitungan beban equivalen diatas tidak memperhitungkan adanya beban kejut dan impact, maka agar lebih aman dan mampu menghindari kerusakan bantalan lebih awal, beban equivalen harus dikalikan dengan konstanta kondisi beban (F_s). Maka persamaan untuk mencari beban equivalen menjadi :

$$P = F_s \{ (X \cdot V \cdot F_r) + (Y \cdot F_a) \} \dots\dots\dots (2.9)$$

(*Deutschman, Machine Design Theory and Practice, 1975 : 491*)

Tabel 2.2. Ball bearing service factors (F_s)

No.	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7

5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0
---	-----------------------------------	-----	-----

2.9 Roda Gila (Flywheel)



Gambar 2.12: Roda Gila (flywheel)

Roda Gila adalah sebuah massa yang berputar dan dipergunakan sebagai penyimpan tenaga di dalam mesin. Tenaga yang disimpan dalam roda gila berupa tenaga kinetik. Akan tetapi roda gila yang di buat pada mesin hammer mill ini berupa poros pejal. Roda gila seperti ini berguna untuk menjaga agar rpm tetap stabil pada saat mesin hammer mill ini terkena beban berlebih.

2.10 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga adalah metode yang menyangkut pada tegangan struktur, natural frekuensi yang bertujuan untuk menyelesaikan masalah - masalah dalam bidang industri. Ada 4 tipe analisa *engineering* yang biasa dilakukan dengan menggunakan (*Finite Element Method*) FEM, yaitu :

- a. *Struktural* ,terdiri dari model linier dan non-linier. Linier menggunakan parameter yang sederhana dan mengasumsikan bahwa material tidak terdeformasi secara plastis. Non-linier cenderung menekankan pada pemberian beban hingga melampaui kemampuan elastis suatu material. Pada analisa ini umumnya digunakan pembebanan *statis*,

yang bisa berupa beban akibat dari gaya, beban suatu benda, orang, dan berat dari struktur itu sendiri

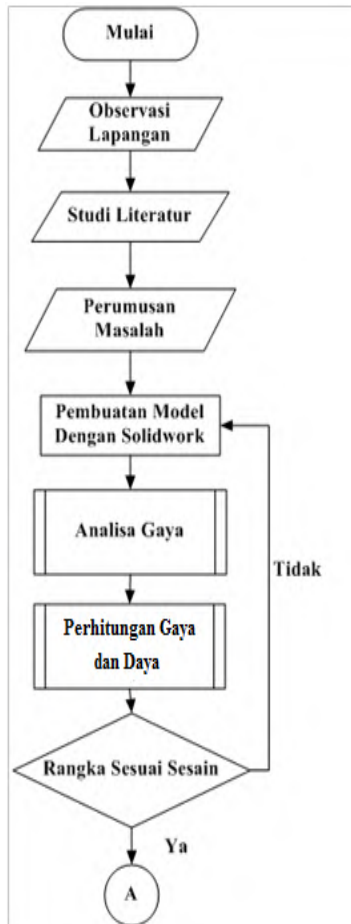
- b. Getaran, digunakan untuk menguji suatu desain terhadap sebuah getaran acak, beban kejut, dan impact. Masing – masing hal yang disebutkan tersebut bisa terjadi dan mempengaruhi frekuensi natural dari benda, yang akan menyebabkan resonansi, dan pada akhirnya kegagalan.
- c. Kelelahan, analisis ini membantu perancang untuk memprediksikan umur pakai dari suatu benda atau struktur dengan menunjukkan efek dari pembebanan berulang (secara siklus) terhadap rancangan yang terkait. Analisis ini mampu menunjukkan area yang kritis dan memungkinkan terjadi retakan. Kegagalan karena lelah juga mampu menunjukkan toleransi beban yang mampu diterima
- d. Perpindahan Panas, analisis ini menunjukkan dinamika panas fluida atau konduktivitas dari benda atau struktur, Analisa ini bisa berupa sistem yang steady-state maupun transien. Steady-state mengacu pada properties panas yang konstan pada material yang menghasilkan difusi panas yang linear. (*Sumber : Unggul W. 2012*)

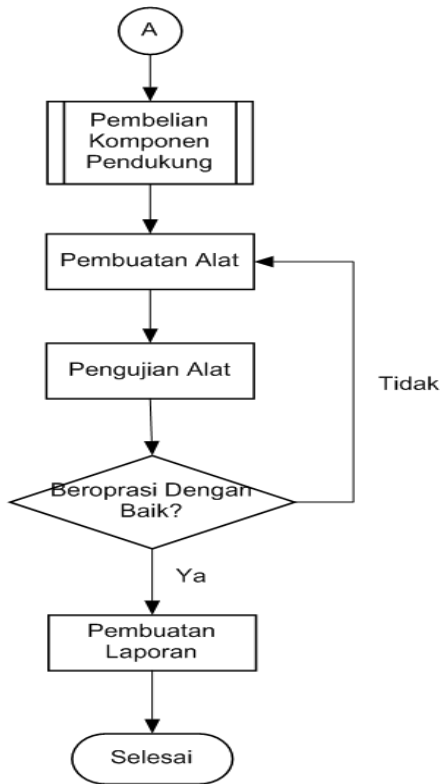
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Diagram Tugas Akhir





Gambar 3.1 Diagram Alir

Metode yang digunakan dalam suatu analisa atau studi harus terstruktur dengan baik sehingga dapat dengan mudah menerangkan atau menjelaskan penelitian yang dilakukan. Oleh karena itu dalam tugas akhir ini digunakan metode simulasi yang dapat diuraikan seperti diagram alir di atas.

Proses dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap sebagai berikut:

1. Observasi Lapangan

Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini.

2. Studi literatur

Pada studi literatur meliputi mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan segala permasalahan mengenai perencanaan mesin tempa ini yang diperoleh dari berbagai sumber antara lain buku, publikasi-publikasi ilmiah, dan survei mengenai komponen-komponen di pasaran.

3. Perumusan Masalah

Pada perumusan masalah meliputi perancangan bagaimana mendesain rangka mesin power hammer yang sesuai dengan dimensi benda kerja yang akan ditempa, serta mempunyai struktur yang mampu menahan beban yang diberikan sehingga didapat rangka yang aman.

4. Pembuatan Model Dengan Solidwork

Pada proses ini, meliputi proses desain dengan program bantu Solidwork. Dengan fasilitas ini diharapkan bentuk desain semirip mungkin dengan bentuk yang diinginkan.

5 Perencanaan dan perhitungan

Perencanaan dan perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang optimal dengan memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi langsung. Rencana mesin yang akan di rancang ini adalah mesin hammer mill untuk produksi terasi dengan tujuan. Untuk membantu proses pembuatan terasi di *home industry*, sehingga lebih efisien tenaga dan waktu.

5. Pembuatan Alat

Dari hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui spesifikasi dari bahan maupun dimensi dari komponen yang akan diperlukan untuk pembuatan alat. Dari komponen yang diperoleh kemudian dilakukan perakitan untuk membuat alat yang sesuai dengan desain yang telah dibuat.

6. Uji peralatan

Setelah alat selesai dibuat lalu dilakukan pengujian dengan mengoperasikan alat tersebut. Dalam pengujian nanti akan dicatat dan dibandingkan waktu yang diperlukan dalam satu kali proses tempa, sehingga dapat diketahui bahwa perhitungan mesin power hammer sudah sesuai dengan perencanaan.

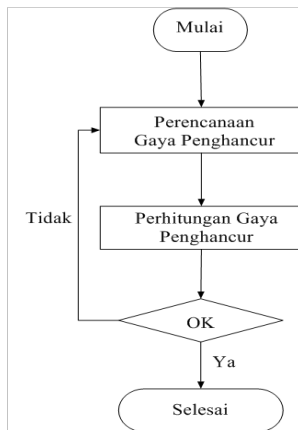
7. Pembuatan laporan

Tahap ini merupakan ujung dari pembuatan mesin tempa logam, yaitu dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil pengujian yang telah dilakukan.

8. Selesai

3.2 Diagram Alir Penelitian Perencanaan dan Perhitungan gaya pencacah pada mesin hammer mill

Pada diagram alir ini menjelaskan tentang proses perencanaan dan perhitungan gaya pencacah yang bekerja pada mesin hammer mill sehingga didapatkan besar gaya yang nantinya akan digunakan untuk melakukan penempatan benda kerja sesuai dengan kebutuhan. dan menghasilkan benda kerja dengan kualitas yang baik.



Gambar 3.2 Diagram Alir Penelitian Perencanaan Dan Perhitungan Gaya Penghancur

1. Perencanaan Gaya Penghancur

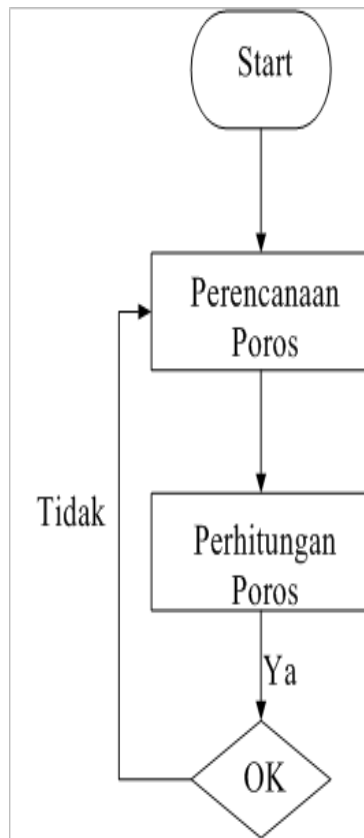
Pada bagian ini akan dilakukan perencanaan besarnya gaya penghancur pada mesin hammer mill yang nantinya digunakan untuk proses penghancuran udang rebon menjadi terasi. dengan tujuan gaya yang dihasilkan dari proses tumbukan sesuai dengan kriteria yang diinginkan sehingga menghasilkan benda kerja dengan kualitas yang baik.

2. Perhitungan Gaya penghancur

Setelah menentukan dan merencanakan gaya tumbukan yang terjadi, maka dilakukan perhitungan untuk mengetahui apakah gaya yang direncanakan sesuai. Dengan mengacu pada perhitungan elemen mesin dan kinematika dinamika.

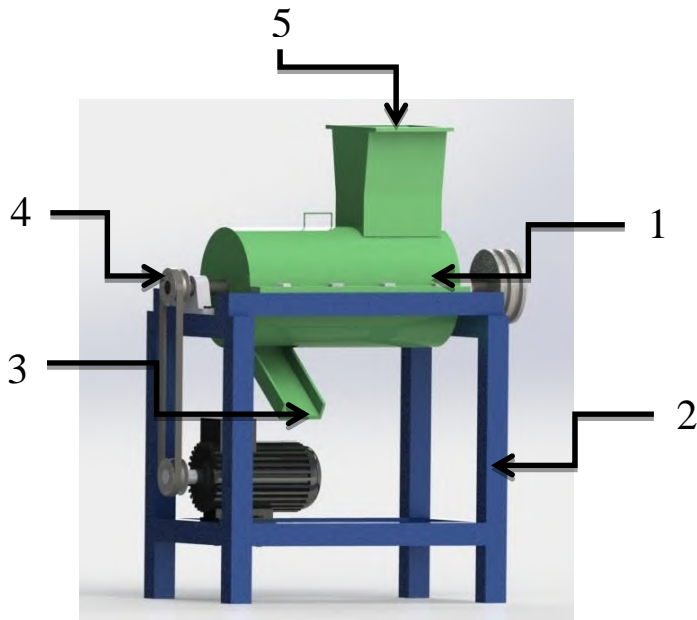
3.3 Diagram Alir Untuk Perencanaan Dan Perhitungan Poros Pada Mesin Hammer Mill.

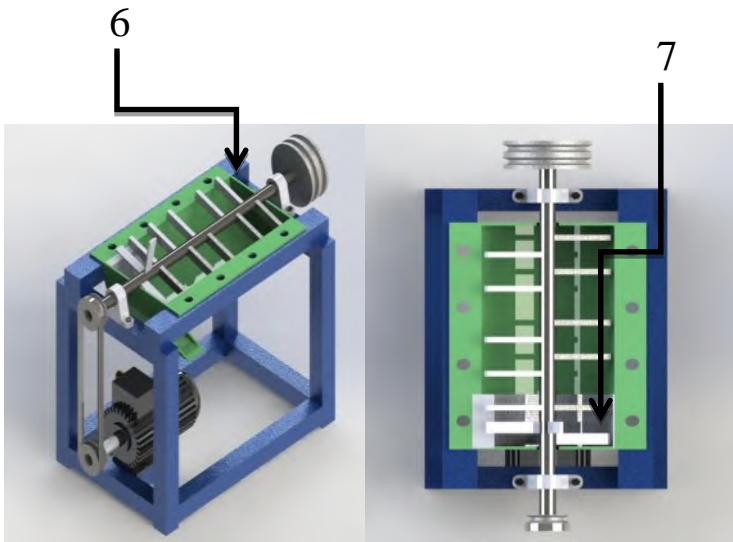
Pada diagram alir ini menjelaskan tentang proses Perencanaan dan perhitungan untuk menentukan besar diameter poros yang akan digunakan pada mesin hammer mill. Sehingga dengan dimensi poros yang sesuai. Diharapkan mesin dapat berjalan dengan lancar, baik dan aman.



Gambar 3.3 Diagram Alir Perencanaan dan Perhitungan poros

3.4 Pada proses ini, meliputi proses desain yang menggunakan software berupa SolidWorks dan AUTOCAD. Dengan fasilitas yang terdapat dalam software tersebut diharapkan dapat membantu pengerjaan desain menjadi semirip mungkin dengan bentuk yang diinginkan, berikut merupakan desain alat yang akan di buat.





Gambar 3.4 Sket Mesin

Keterangan:

1. Body
2. Kerangka
3. Saluran Keluar
4. Belt dan Pulley
5. (Hooper) Saluran Masuk
6. Hammer (Penghancur)
7. Penyaring

Berikut merupakan cara pembuatan terasi menggunakan mesin hammer mill yang telah dibuat untuk menghancurkan udang rebon yang akan diolah menjadi terasi:

1. Pada saat motor penggerak utama (dinamo motor) dihidupkan, pulley pada motor penggerak utama berputar mentransmisikan putaran ke pulley pada mesin hammer mill melalui sabuk(v-belt).
2. Pulley pada mesin hammer mill kemudian memutar poros mesin sekaligus memutar 10 pisau (hammer)
3. Setelah mesin telah dinyalakan langkah selanjutnya ialah memasukkan udang rebon kering melalui hooper, setelah udang rebon masuk lewat hooper kemudian udang rebon yang telah dimasukkan tadi akan dihancurkan oleh hammer (pisau) yang berputar.
4. Udang rebon yang telah halus akan tersaring oleh plat penyaring yang berlubang dengan ukuran diameter tiap-tiap lubang 1 mm.
5. Udang rebon yang sudah berukuran 1mm atau lebih kecil akan melewati alat penyaring dan keluar melalui saluran keluar. Dan jika ada yang belum berukuran 1mm akan terus dihancurkan hingga berukuran 1mm atau lebih kecil.

6. Udang rebon yang telah keluar lewat copper akan berbentuk seperti tepung yang telah dicampur dengan air
7. Setelah hasil udang rebon yang cukup lembut didapat, langkah selanjutnya ialah memadatkan hasil terbentuk menjadi bentuk bulat maupun kotak.
8. Setelah dibentuk menjadi bentuk bulat maupun bentuk kotak, selanjutnya ialah menjemur hasil yang telah dibentuk tadi
9. Setelah melalui proses penjemuran kurang lebih 10jam, maka jadilah terasi.

Halaman ini sengaja dikosongkan

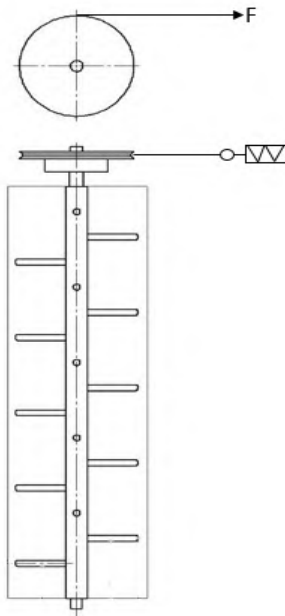
BAB IV

PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas perhitungan mesin pencacah udangrebon, dimana perhitungan pertama yang akan dicari adalah kapasitas yang nantinya dibutuhkan pada mesin pencacah agar dapat berfungsi dengan baik, yaitu untuk menghitung putaran pada saat bekerja mencacah udangrebon sesuai dengan kapasitas yang telah di tentukan dan dilanjutkan perhitungan komponen-komponen utamanya.

4.1 Perhitungan Torsi Motor

Untuk menghitung sistem transmisi pada mesin hammer mill maka perlu menghitung Torsi Motor AC yang akan digunakan



Gambar 4.1 Percobaan Menggunakan Neraca Pegas Besarnya

gaya untuk menghancurkan udang rebon ini, dapat dicari secara langsung dengan percobaan pada mesin. Untuk mengetahui gaya penghancuran udang rebon, dilakukan percobaan pada poros yang ada untuk memperoleh gaya, yang akan diilustrasikan pada gambar diatas.

Tabel 4.1. Data pengujian gaya atau beban pada udang rebon.

No.	Percobaan	Gaya (kgf)
1	I	0,305 kgf
2	II	0,330 kgf
3	III	0,345 kgf
4	IV	0,345 kgf
5	V	0,330 kgf
	Rata-rata	0,331 kgf

Hasil dari pengujian massa pada udang rebon diatas, dapat diketahui gaya atau beban sebesar 0,331 kgf. Setelah massa atau beban diketahui sebesar 0,331 kgf, maka besarnya gaya dalam satuan Newton adalah 3,246 N.

4.2 Torsi yang di butuhkan untuk menghancurkan

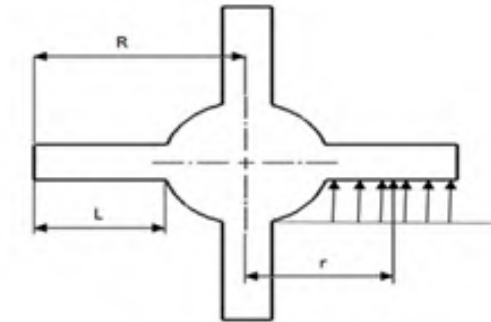
Torsi yang dibutuhkan dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$T = F \cdot r$$

Diketahui :

$$F = 3,246 \text{ N}$$

$$r = 0,05719 \text{ m}$$



Gambar 4.2 : Jari-jari hammer (r)

Dimana,

r = Jarak antara titik pusat lingkaran dengan ujung hammer (penumbuk).

Jadi,

$$\begin{aligned} T &= F \cdot r \\ &= 3,246 \text{ N} \cdot 0,05719 \text{ m} \\ &= 0,1856 \text{ Nm} \\ &= 1,6430 \text{ lbf.in} \end{aligned}$$

Dari perhitungan torsi dan putaran mesin yang direncanakan yaitu 945rpm, maka dapat dihitung daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan poros dengan rumus 2.2.

$$\begin{aligned} \text{Yaitu, } N &= \frac{T \cdot n}{63000} \\ &= \frac{1,6430 \text{ lbf.in} \cdot 945 \text{ rpm}}{63000} \end{aligned}$$

$$= 0,0246 \text{ HP}$$

Dari perhitungan di atas di dapatkan data motor AC sebesar 1,5HP (Lampiran7)

4.3 Perhitungan Daya Untuk Momen Inersial

Besarnya daya untuk momen inersia, dapat dicari dengan rumus dibawah ini:

$$P_{\text{inersia}} = T \cdot \omega$$

$$P_{\text{inersia}} = I \cdot \alpha \cdot \omega$$

➤ MomenInersiaPoros

Benda yang berbentuk poros adalah silinder pejal diputar pada sumbunya, jadi untuk mencari besarnya momen inersia (I_{poros}) dapat dicari menggunakan rumus silinder pejal diputar pada sumbunya :

$$I_{\text{poros}} = \frac{1}{2} m \cdot r^2$$

Dimana : m = massa poros (kg)

r = jari – jari poros (m)

$$I_{\text{poros}} = \frac{1}{2} m \cdot r^2$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 3 \text{ kg} \cdot (0,075 \text{ m})^2$$

$$= 0,45 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

➤ Momen Inersia pada Roda gila

Benda yang berbentuk roda gila adalah silinder pejal yang diputar pada sumbunya, jadi untuk mencari besarnya momen inersia (I_{rodagila}) dapat di cari menggunakan rumus silinder pejal diputar pada sumbunya :

$$I_{\text{Roda gila}} = \frac{1}{2} m \cdot r^2$$

Dimana : m = massa rodagila (kg)

r = jari – jari rodagila (m)

$$\begin{aligned} I_{\text{Roda Gila}} &= \frac{1}{2} m \cdot r^2 \\ &= \frac{1}{2} \cdot 5 \text{ kg} \cdot (0,065 \text{ m})^2 \\ &= 0,65 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

➤ Momen Inersia pada Hammer (penghancur)

Benda yang mendekati bentuk pencacah adalah batang langsung diputar di bagian ujung, jadi untuk mencari besarnya momen inersia pisau (I_{Hammer}) dapat dicari menggunakan rumus batang langsung diputar di bagian ujung :

$$I_{Hammer} = \frac{1}{3} \cdot m \cdot L^2$$

Dimana : m = Massa Hammer (kg)
L = Panjang Hammer (m)

$$\begin{aligned} I_{Hammer} &= \frac{1}{3} \cdot m \cdot L^2 \\ &= \frac{1}{3} \cdot 0,546 \text{ kg} \cdot (0,085 \text{ m})^2 \\ &= 0,139 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

Apabila jumlah Hammer 10 buah maka inersia pada Hammer (I_{hammer}) dikalikan 10 buah, sehingga menjadi = 1,39 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

➤ Momen Inersia pada pully

Benda yang mendekati puli adalah silinder berongga diputar pada sumbunya, jadi untuk mencari besarnya momen inersia pully(I_{pully}) dapat dicari menggunakan rumus silinder berongga diputar pada sumbunya :

$$I_{pully} = \frac{1}{2} \cdot m(r_2^2 + r_1^2)$$

Dimana : m = massa pulley (kg)

r_1 dan r_2 = jari – jari pulley (m)

$$\begin{aligned} I_{pully} &= \frac{1}{2} \cdot m(r_2^2 + r_1^2) \\ &= \frac{1}{2} \cdot 1,8 \text{ kg} (0,0325^2 + 0,0325^2) \end{aligned}$$

$$= 0,0048 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Setelah momen inersia Hammer, poros pusat, penyangga poros, poros penyangga hammer, dan pulley diketahui maka momen inersia total (I_{total}) dapat diketahui.

$$I_{\text{total}} = I_{\text{poros}} + I_{\text{Roda gila}} + I_{\text{hammer}} + I_{\text{pully}}$$

Maka,

$$\begin{aligned} I_{\text{total}} &= 0,45 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 0,65 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 1,39 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 0,0048 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\ &= 2,4948 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

Setelah momen inersia total (I_{total}) diketahui maka kecepatan sudut (ω) dapat dicari dengan rumus :

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$$

Dimana : n = putaran poros (rpm)

Putaran poros telah diketahui dari perhitungan putaran mesin, maka kecepatan sudut dapat dicari.

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{2\pi \cdot n}{60} \\ &= \frac{2\pi \cdot 945 \text{ rpm}}{60} \\ &= \frac{5,934}{60} = 98,9 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

Setelah kecepatan sudut (ω) diketahui besarnya maka percepatan sudut (α) dapat dicari menggunakan rumus :

$$\begin{aligned}\alpha &= \frac{\omega_1 - \omega_0}{\Delta t} \\ &= \frac{98,9 \text{ rad/s} - 0}{2 \text{ s}} \\ &= 49,45 \text{ rad/s}^2\end{aligned}$$

Setelah momen inersia dan percepatan sudut diketahui maka besarnya nilai torsi(T) dapat dicari :

$$\begin{aligned}T &= I \cdot \alpha \\ &= 2,4948 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 49,45 \text{ rad/s}^2 \\ &= 123,36 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Setelah torsi (T), dan kecepatan sudut (ω) diketahui maka besarnya daya momen inersia untuk mesin pencacah limbah roti dapat dicari :

$$\begin{aligned}P_{\text{inersia}} &= T \cdot \omega \\ &= 123,36 \text{ Nm} \cdot 98,9 \text{ rad/s} \\ &= 12,200 \text{ Watt} = 0,0163 \text{ HP}\end{aligned}$$

Jadi besarnya daya yang dibutuhkan oleh mesin hammer mill adalah :

$$\begin{aligned}
 P_{\text{total}} &= P_{\text{potong}} + P_{\text{inersia}} \\
 &= 0,0246 \text{ HP} + 0,0163 \text{ HP} \\
 &= 0,040 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

4.4 Perhitungan momen dan gaya pada poros

Poros yang digunakan pada mesin hammer mill untuk pencacah Udang Rebon ini terkena tiga beban di semua bagiannya dan ditumpu dengan dua bearing. Ketiga beban terdiri dari satu buah pulley dengan massa 1,8 kg, satu buah Rodagila bagian kanan bermassa 5 kg dan berat masing-masing Hammer 0,546 kg, F_1 dan F_2 di dapatkan dari perhitungan Pebri Satriya Prayogi (Nrp : 211200017), M_t di hitung seperti rumus di bawah ini :



Gambar 4.3 : Poros

Dimana:

$N = 1,5Hp$ (besar daya motor yang digunakan)

$n = 945rpm$

Sehingga Moment torsi pada poros dapat dihitung sebagai berikut:

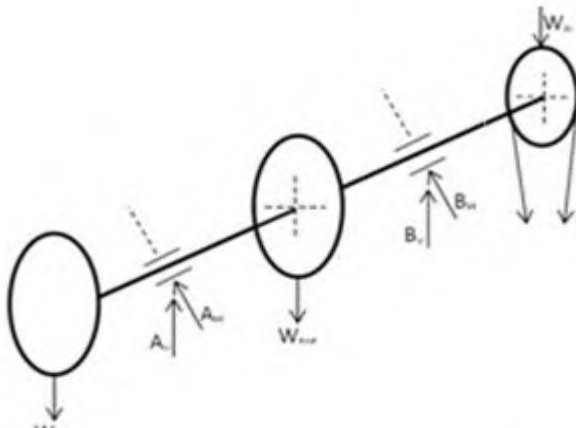
$$Mt = 63000 \frac{N}{n}$$

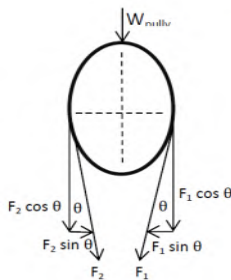
$$Mt = 63000 \frac{1,5}{945}$$

$$Mt = 100 \text{ lbf.in} \times \frac{4,45N}{1lbf} \times \frac{25,4mm}{1in}$$

$$= 11303N.mm$$

➤ Diagram Benda Bebas Pada Poros





Gambar 4.4 : Diagram benda bebas pada poros

Dimana,

- A_V = Gaya vertikal pada bearing A
- A_H = Gaya horizontal pada bearing A
- B_V = Gaya vertikal pada bearing B
- B_H = Gaya horizontal pada bearing B
- W_{flywheel} = Berat pada flywheel
- W_{tot} = Berat dari pemotong (hammer+penyangga)
- W_{pulley} = Berat pada pulley
- $F_1 \text{ \& } F_2$ = Gaya tarik pada belt

➤ Reaksi Tumpuan

a. Reaksi tumpuan arah horizontal

$$\begin{aligned}
 & \curvearrowright + \sum M_A = 0 \\
 & F_{BH} \cdot (L_1 + L_2) + (F_1 \sin \theta - F_2 \sin \theta) \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0 \\
 & F_{BH} \cdot (0,0347 + 0,220) + (15,32 \sin 3,14 - 6,01 \sin 3,14) \cdot 0,034 \\
 & \quad + 0,220 + 0,254 = 0 \\
 & F_{BH} \cdot 0,2547 = - (0,0243 - 0,0095) \cdot (0,5087)
 \end{aligned}$$

$$F_{BH} = \frac{0,0075 \text{ Nm}}{0,2547 \text{ m}}$$

$$F_{BH} = 0,029 \text{ N}$$

$$\leftarrow + \sum F_H = 0$$

$$F_{AH} - F_{BH} + (F_1 \sin \theta - F_2 \sin \theta) = 0$$

$$F_{AH} - (-0,805) + (15,32 - 6,01)$$

$$F_{AH} = 0,805 - 9,31$$

$$= 8,505 \text{ N}$$

b. Reaksi tumpuan arah vertikal



$$+ \sum M_A = 0$$

$$W_{\text{Flaywhell}} \cdot L_1 - W_{\text{TOT}} \cdot \frac{1}{2} L_2 + F_{BV} \cdot (L_2 + L_3) - \{ (F_1 \cos \theta + F_2 \cos \theta + W_{\text{Pulley}}) \cdot (L_2 + L_3 + L_3) \} = 0$$

$$W_{\text{Flaywhell}} \cdot 34,70 - 52,46 \text{ N} \cdot 110,12 \text{ mm} + F_{BV} \cdot (220,24 \text{ mm} + 254,94) - \{ (15,32 \text{ N} \cos 3,14 + 6,01 \text{ N} \cos 3,14 + 17,65 \text{ N}) \cdot (34,70 + 220,24 + 254,94) \} = 0$$

$$49,05 \text{ N} \cdot 0,6347 \text{ m} - 52,46 \text{ N} \cdot 0,110 \text{ m} + F_{BV} (0,220 \text{ m} + 0,254 \text{ m}) - \{ (15,32 \text{ N} \cos 3,14 + 6,01 \text{ N} \cos 3,14 + 17,65 \text{ N}) \cdot (0,0347 \text{ m} + 0,220 \text{ m} + 0,254 \text{ m}) = 0$$

$$1,702 \text{ Nm} - 5,770 \text{ Nm} + F_{BV}(0,474) - \{ (15,31 \text{ N} + 6,009 \text{ N} + 176,65 \text{ N} = 0$$

$$F_{BV} \cdot 0,474 = 5,770 - 1,702 \text{ N} + 197,969 \text{ N}$$

$$= \frac{5960,26 \text{ N}}{0,479}$$

$$F_{BV} = 12455,67 \text{ N}$$



$$+ \sum F_V = 0$$

$$-W_{\text{Flaywhell}} + F_{AV} - W_{\text{TOT}} + F_{BV} - (F_1 \cos \theta + F_2 \cos \theta + W_{\text{Pulley}}) = 0$$

$$F_{AV} = W_{\text{Flaywhell}} + W_{\text{TOT}} - F_{BV} + (15,32 \text{ N} + 6,01 \text{ N} + 176,65 \text{ N})$$

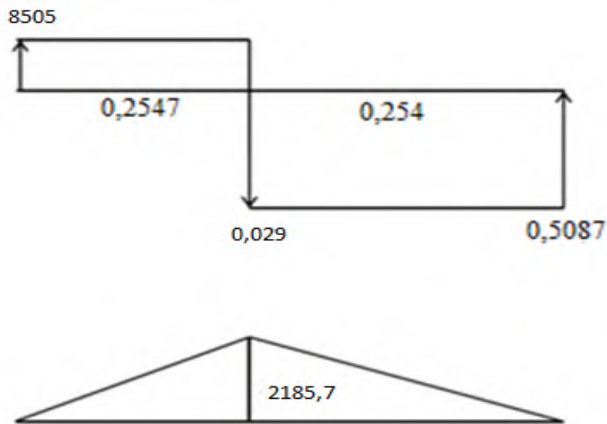
$$F_{AV} = 49,05 \text{ N} + 52,46 \text{ N} - 12455,67 \text{ N} + 197,98 \text{ N}$$



$$F_{AV} = -12156,18 \text{ N () Aman}$$

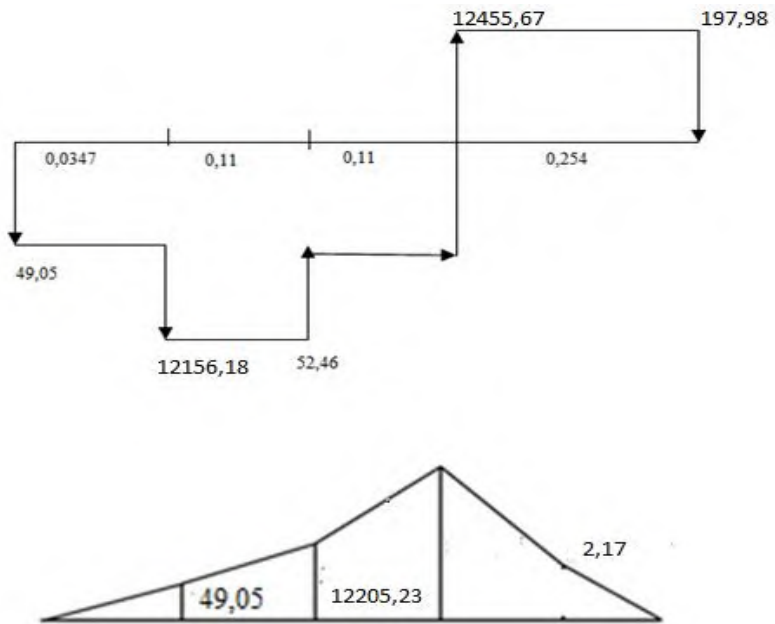
➤ Diagram Gaya dan Diagram Momen

Berikut ini akan ditampilkan diagram gaya dan diagram momen arah horizontal.



Gambar 4.5 Diagram gaya dan diagram momen arah horizontal

Berikut ini akan ditampilkan diagram gaya dan diagram momen arah vertikal.



Gambar 4.6 Diagram gaya dan diagram momen arah vertikal

Maka,

$$\begin{aligned}
 MB &= \sqrt{(M_{BH})^2 + (M_{BV})^2} \\
 MB &= \sqrt{(0,0075)^2 + (5,770)^2} \\
 MB &= \sqrt{0,000056 + 33,292} \\
 MB &= \sqrt{33,2920} \\
 MB &= 5,769 \text{ N.m}
 \end{aligned}$$

4.5 Menghitung Diameter Poros

Berdasarkan perhitungan diatas untuk mengetahui diameter poros dapat diketahui berdasarkan rumus (2.6),sebagai berikut :

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 Mb^2 + 16^2 Mt^2)}{\pi^2 \left(\frac{ks \cdot Syp}{sf}\right)^2}}$$

Diketahui :

- Bahanporos yang di rencanakan Baja AISI 1000
- Syp= 160000000 Psi
- Koefisien shear (ks) : 0,58
- Safety factor (sf) : (2)
- Mt = 11,303N.m
- M_B = 5,769N.m

Tabel 4.2 Data mekanik poros

No	Mechanical Properties	Metric	English
1	Hardness, vickers	88.0 – 384	88.0 - 384
2	Tensile Strength, Ultimate	<u>295</u> - <u>2210</u> Mpa	<u>295</u> - <u>2210</u> MPa
3	Tensile Strength, Yield	<u>165</u> - <u>1260</u> Mpa	<u>23900</u> - <u>183000</u> psi
4	Modulus of Elasticity	<u>186</u> - <u>206</u> Gpa	<u>27000</u> - <u>29900</u> ksi
5	Density	<u>7.84</u> - <u>7.87</u> g/cc	<u>0.283</u> - <u>0.284</u> lb/in ³

Jadi,

$$\begin{aligned}
ds &\geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 5769^2 + 16^2 11,303^2)}{\pi^2 \left(\frac{0,58 \cdot 160000000}{3}\right)^2}} \\
ds &\geq \sqrt[6]{\frac{(256 \cdot 33,281 + 256 \cdot 127,757)}{\pi^2 (9,568 \times 10^{14})}} \\
ds &\geq \sqrt[6]{\frac{(8519,936 + 32705,792)}{\pi^2 (9,568 \times 10^{14})}} \\
ds &\geq \sqrt[6]{\frac{41225,728 \text{ N}^2 \cdot \text{m}^2}{9,444 \times 10^5}} \\
ds &\geq \sqrt[6]{4,365 \times 10^{-12}} \\
ds &\geq 0,0128 \text{ m} \\
ds &\geq 12 \text{ mm}
\end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas maka diameter poros minimum adalah 12 mm, dan diameter yang di gunakan adalah 25 mm (lebih besar dari pada diameter minimum).

4.6 Perhitungan Bantalan

4.6.1 Perhitungan Beban Ekvivalen

Besar gaya horizontal (F_H) dan gaya vertikal (F_V) sudah dihitung. Beban eqivalen yang diterima oleh bantalan dapat dihitung menggunakan rumus :

$$F_r = \sqrt{(F_V)^2 + (F_H)^2}$$

Diketahui :

$$\begin{aligned}
F_{BV} &= 12455,67 \text{ N}^2 \\
F_{BH} &= 0,029 \text{ N}^2 \\
n &= 945 \text{ rpm}
\end{aligned}$$

Besar gayapada bantalan radial dapat di hitung dengan rumus :

$$\begin{aligned}
 F_r &= \sqrt{(F_{BV})^2 + (F_{BH})^2} \\
 &= \sqrt{(12455,67 \text{ N})^2 + (0,029 \text{ N})^2} \\
 &= \sqrt{155143715,41 + 0,000841} \\
 &= \sqrt{155143715,8} \\
 &= 12455,67 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Sehingga besar gaya radial pada bantalan sebesar 12455,67 N

Besar Beban Equivalen pada bantalan dapat di hitung dengan rumus :

$$P = F_s \{ (X \cdot V \cdot F_r) + (Y \cdot F_a) \}$$

Dimana:

- F_s = Uniform and steady load ball bearing 1,0
- F_r = Maka beban radial
- F_a = Karena beban aksial tidak ada maka harga $F_a/(V \cdot F_r) \leq e$, jadi nilai $X = 1$ dan $Y = 0$
(*sumber: Deustschman, 1975:482*)
- V = Faktor putaran konstan bernilai (1,0 untuk ring dalam berputar)
- X = Faktor beban radial
- Y = Faktor beban aksial

➤ Besarbebanequivalenpada bantalanadalah :

$$\begin{aligned}
 P &= F_s (V \cdot X \cdot F_r) + (y \cdot F_a) \\
 P &= 1 (1,0 \cdot 1 \cdot 414,21 \text{ N}) + (0 \cdot 0) \\
 P &= 414,21 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.6.2Umur Bearing

Setelah gaya radial dan beban equivalen dapat menghitung umur sebuah bearing / bantalan. Untuk mencari bearing/

bantalan yang akan digunakan adalah tipe ball bearing dengan diameter dalam bearing 40 mm karena disesuaikan dengan diameter poros.

Untuk menghitung umur bantalan dapat di gunakan rumus sebagai berikut :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

Dimana :

L_{10h} = Umur bearing, jam – kerja

C = Beban dinamis 1,10 kN

n = Putaran poros, 945 rpm

P = Beban Ekivalen 414,21 N (equivalent load)

b = Konstanta yang tergantung tipe beban.
(b = 3 untuk ball bearing)

➤ Umur bearing adalah :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{1100 \text{ N}}{414,21 \text{ N}}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 94 \text{ rpm}} \text{ jam kerja} \\ &= 18,715 \times \frac{10^6}{56700} \text{ jam kerja} \\ &= 330,070 \text{ jam kerja} \end{aligned}$$

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari proses perencanaan dan pembahasan Tugas akhir degan judul “Perhitungan Mesin Hammer Mill Sebagai Penghancur Udang Rebon” dapat disimpulkan bahwa :

1. Berdasarkan hasil rancangan didapatkan gaya sebesar $F = 3,246 \text{ N}$, Besar daya $P_{total} = 0,040 \text{ HP}$, untuk menggerakkan mesin.
2. Di rencanakan besar diameter poros sebesar 25mm sesuai kebutuhan, Dari hasil perhitungan besar diameter poros minimum untuk mesin Hammer Mill adalah 12 mm, Maka dapat disimpulkan besar diameter poros yang di rencanakan aman untuk digerakkan.

5.2 Saran

Adapun saran yang diberikan sebagai upaya untuk perbaikan masa yang akan datang, yaitu :

1. Dari hasil penelitian ini diharapkan ada penelitian lebih lanjut mengenai mesin hammer mill mulai dari perhitungan hingga pembuatan alat yang dapat menunjukkan hasil yang lebih baik lagi, serta merancang konstruksi alat mesin Hammer mill yang lebih efektif dan efisien. Misalnya untuk memperbesar gaya penghancur.

Halaman ini sengaja di kosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- 1 C, Hibbeler R. 2000. *Engineering Mechanics Dynamics*. New York : Prentice Hall.
- 2 Suhariyanto, Syamsul Hadi 2011. *Elemen Mesin I*. Surabaya. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- 3 Suhariyanto, Syamsul Hadi 2004. *Element Mesin II* Surabaya. Institut teknologi Sepuluh Nopember.
- 4 Sularso, Kiyokatsu Suga. 1991. Dasar Perencanaan dan daya pemilihan *Elemen Mesin*, Cetakan ke 7, PT Pradnya Pramita, Jakarta
- 5 Sato, G. Takeshi, N. Sugiarto H. 2000. *Menggambar Mesin menurut standar ISO*, PT Pradnya Paramita, Jakarta.
- 6 Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co., Inc.

Halaman ini sengaja di kosongkan

BIOGRAFI PENULIS



Penulis dilahirkan di Ponorogo pada tanggal 08 Juli 1992 dari pasangan Bapak Edy Soedarto dan Ibu Lamini yang merupakan putra pertama dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal dari TK Muslimat 1 Ponorogo, SD Ma'arif Ponorogo, SMP Negeri 3 Ponorogo, SMA Negeri I Babadan Ponorogo. Pernah mengikuti kegiatan organisasi OSIS dan DKA, Setelah lulus SMA, pada tahun 2011 penulis melanjutkan pendidikan kejenjang perguruan tinggi dan diterima di jurusan Diploma 3 Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya dengan NRP 2111030038.

Di jurusan D3 Teknik Mesin penulis mengambil bidang keahlian Manufaktur. Selama masa pendidikan baik di perkuliahan penulis aktif di beberapa kegiatan seperti mengikuti pelatihan tingkat jurusan, fakultas maupun institut. Penulis pernah melakukan Kerja Praktek di PT. Petrokimia Gresik. Pada bulan Juli sampai Agustus 2013.

Cp : 085790297801
Email : faizkarimi96@gmail.com